

С.В. БЕЛОДЕДЕНКО, канд. техн. наук, доцент НМетАУ

А.С. ИВАНИЦА, аспирант НМетАУ, Днепропетровск

ОПТИМИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ СТАЛЕЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ОТРЕЗНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ МЕТАЛЛОПРОКАТА

Розглянуто методику знаходження оптимальних параметрів механічних властивостей зубчастих передач, що працюють при високих швидкостях, та передають значні моменти. Методика не оперує параметрами деградаційних процесів а базується на формі та розмірах конструктивних елементів, що дає можливість використовувати її на стадії виготовлення машин. За цим алгоритмом здійснена оптимізація технології термообробки зубчастих коліс отрізного пристрою стана 219 ДМЗ "Комінмет".

Рассмотрена методика нахождения оптимальных параметров механических свойств зубчатых передач работающих при высоких скоростях и передающих значительные моменты. Методика не оперирует параметрами деградационных процессов, но нуждается в знании формы и размеров конструктивных элементов, что позволяет использовать её на стадии изготовления машин. По этому алгоритму была произведена оптимизация технологии термообработки зубчатых колёс отрезного устройства стана 219 ДМЗ "Коминмет".

Актуальность задачи. Зубчатые передачи современных отрезных устройств для металлопроката (ножницы, пилы) работают при высоких угловых скоростях ($15\text{--}50\text{ с}^{-1}$), передавая значительные моменты ($5\text{--}10\text{ кН}\cdot\text{м}$). Это не вполне соответствует установившемуся мнению, что в металлургическом оборудовании применяются редукторы с большим передаточным отношением ($i=100\text{...}1000$ и более). В таких зубчатых передачах, являющихся, по существу, исполнительными механизмами, величина $i=2\text{...}5$ и менее. Вместе с этим режим нагружения зубчатых передач отрезных устройств имеет такие же особенности, как и остальные металлургические машины. В частности, это широкая вариация итогового спектра нагружения, а также появление периодических перегрузок.

О наличии последних свидетельствуют заедания зубьев зубчатых передач пилы трубоэлектросварочного стана 219 (рисунок 1) немецкого производства, имевшие твёрдость поверхности HRc 60...62 (правая потемневшая зона зубьев, рисунок 2). Причины появления перегрузок довольно разнообразны, не последнюю роль в них играет нарушение правил технической эксплуатации. Это субъективный взгляд на проблему. Объективно, перегрузки обусловлены закономерностями теории случайных процессов, где учитывается, что выбросы за границы полосы гауссовского процесса (перегрузки) происходят регулярно. Их периодичность составляет одна на $10^4\text{...}10^8$ циклов основного процесса и зависит от его коэффициентов вариации и широкополосности.

Расхождение между расчётными нагрузками, при проектировании зубчатых передач, и реальным процессом нагружения металлургических машин

при работе, приводит к эксплуатационным отказам первых. Поэтому на металлургических предприятиях приходится решать задачу перепроектирования зубчатых колёс, "вписывая" их в имеющиеся посадочные места. В этом аспекте актуальна проблема назначения механических свойств зубьев, что зависит от их термической обработки. Наиболее успешно вопрос выбора термообработки решается путём испытаний зубчатых колёс.

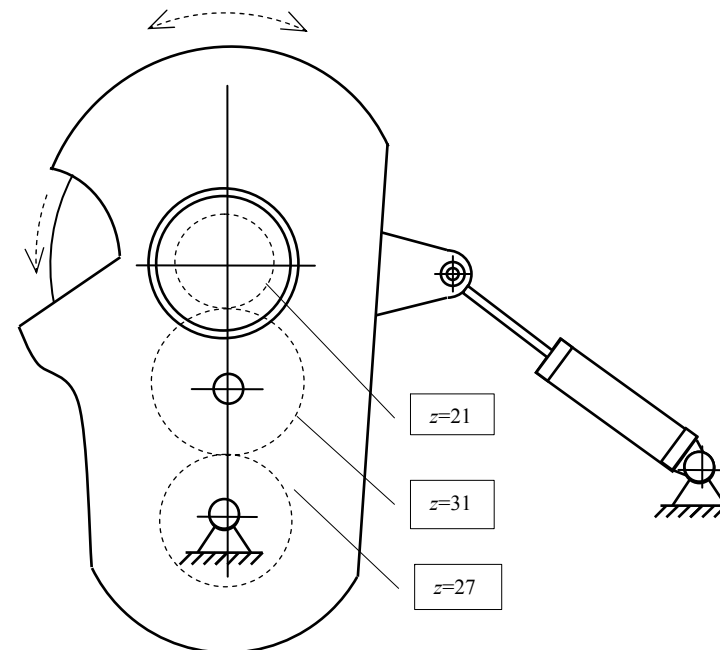


Рисунок 1 – Схема отрезного устройства

У специалистов в области зубчатых зацеплений наибольшим доверием пользуются испытания зубчатых колёс при их вращении на нагрузочном стенде [1]. Также надёжными считаются испытания зубьев на пульсаторах, когда колесо закреплено неподвижно, а опора испытательной машины активна, имитируя усилие в зацеплении. Подобные схемы, на наш взгляд, хороши при проверке ресурса колёс. Но для выбора механических свойств и технологии изготовления, когда необходимо иметь десятки и сотни результатов испытаний, такой путь затратен. В последние годы получает распространение методика определения пределов выносливости зубьев по результатам испытаний малогабаритных моделей зубчатых зацеплений в виде образец-контробразец по схеме испытаний в машинах трения [2].



Рисунок 2 – Вид отказа зубчатого колеса

Цели и методы исследований. В исследовании ставилась задача разработки методики нахождения оптимальной термообработки легированной стали для исполнительных механизмов отрезных устройств металлопроката, подвергающихся воздействию комплекса повреждающих процессов постепенного и мгновенного типа. Как показывает опыт, основными причинами выхода из строя зубчатых передач отрезных устройств являются излом зуба у основания и заедание. Отказ зубчатой передачи может иметь двойную природу: усталостное разрушение может развиваться постепенно, или же этот длительный процесс прерывается внезапным статическим разрушением самого зуба или его поверхности. От природы разрушения зависит срок службы передачи. В условиях воздействия на деталь конкурирующих деградиационных процессов выбор механических свойств производится по критерию равенства запасов прочности по усталостному и однократному хрупкому разрушению, когда уже имеется трещина в основании. Но т.к. неизвестно по какой причине произойдет отказ, то критерием оптимизации будет достижение требуемых запасов прочности при максимальной твердости.

Применяются образцы в виде плоских брусков, укороченного пролёта, что делает подобие напряженного состояния и режима нагружения близкими к зубьям колеса. Предварительно измеряются твердости поверхностей образцов. Чем выше твердость, тем лучше зуб сопротивляется контактной усталости и износу, но ухудшаются противоизломные свойства. Циклическая стойкость и вязкость разрушения (склонность к хрупкому разрушению) оцениваются по результатам усталостных испытаний на сосредоточенный изгиб. По-

сле разрушения образца по размеру трещины в изломе вычисляется критический коэффициент интенсивности напряжений (КИН).

Математический алгоритм оптимизации.

1. Устанавливаются модели $\sigma_B(HRC)$, $\sigma_R(HRC)$, $K_{fc}(HRC)$

$$\begin{cases} \sigma_B = b_B \cdot HRC + \sigma_{0B}; \\ \sigma_{R(\alpha)} = b_{R(\alpha)} \cdot HRC + \sigma_{0R} \cdot \left(\frac{4 \cdot 10^5}{N} \right)^{\frac{1}{m}}; \\ K_{fc} = K_0 - b_K \cdot HRC + b_y \cdot K_y, \end{cases} \quad (1)$$

где σ_R – предел выносливости; σ_B – предел прочности; m – показатель кривой усталости; $4 \cdot 10^5$ – сравнительная долговечность, для которой в данном случае найдены значения σ_R ; K_{fc} – критический КИН при циклическом нагружении; K_y – относительная зона возможного упрочнения (отношение исходных пределов прочности и упругости).

2. Критерий оптимизации

$$\frac{K_{fc}}{\sigma_a \cdot f_1 \cdot \sqrt{\pi \cdot c}} = \frac{\sigma_{B(R)}}{\sigma_a}, \quad (2)$$

где σ_a – действующая амплитуда циклических напряжений; f_1 – тарировочная функция для определения КИН [3]; c – глубина трещины.

Зависимость оптимального уровня твердости поверхности при разрушении от краевой трещины

$$HRC_{opt} = \frac{K_0 + b_y \cdot K_y - \sigma_{0(R)} \cdot f_1 \cdot \sqrt{\pi \cdot c}}{b_K + b_{B(R)} \cdot f_1 \cdot \sqrt{\pi \cdot c}}. \quad (3)$$

При разрушении от поверхностных четвертьэллиптических трещин это выражение будет выглядеть так

$$HRC_{opt} = \frac{K_0 + b_y \cdot K_y - \sigma_{0(R)} \cdot f_S \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot c}{Q}}}{b_K + b_{B(R)} \cdot f_S \cdot \sqrt{\frac{\pi \cdot c}{Q}}}, \quad (4)$$

где f_S – тарировочная функция для определения КИН поверхностной трещины [3]

$$Q = 1 + 1.464 \cdot \left(\frac{c}{h} \right)^{1.65}, \quad (5)$$

где $c/h = \varepsilon$ – относительная длина трещины к толщине зуба.

3. Взаимосвязь формы трещин в практической области значений, отражающая закономерность развития трещин при изгибе получена нами в виде

$$\frac{c}{a} = 0.44 \cdot \left(\frac{c}{h} \right)^{-0.36}. \quad (5)$$

4. С помощью взаимосвязей $c/a(c/h)$ зависимость оптимального уровня твёрдости преобразуются в модель вида $HRc_{opt}(c, \varepsilon)$ (рисунок 3)

$$HRc_{opt}(c, \varepsilon) = H_0 - \beta_1 \cdot c - \beta_2 \cdot \varepsilon + \beta_{12} \cdot c \cdot \varepsilon, \quad (6)$$

где β_{ij} – коэффициенты чувствительности HRc_{opt} к абсолютным и относительным размерам трещины; H_0 – параметр модели.

Такая форма удобна для анализа моделей, из которого делаем следующие выводы. При росте абсолютных и относительных размеров трещины, оптимальный уровень твёрдости снижается, т.к. для поддержания роста запасов прочности необходим запас трещиностойкости, что требует высоких значений критических КИН при циклическом нагружении. Но следует учитывать, что низким эквивалентным напряжениям соответствует более высокая долговечность. При этом величина показателя прочности снизится, что приведёт к росту HRc_{opt} . С другой стороны, если снижается прочность материала и уменьшается её запас по вязкому и циклическому разрушению, то это даёт возможность соответственно снизить запас прочности по хрупкому разрушению за счёт роста твёрдости, что позитивно сказывается на износостойкости. Но подобное сочетание наблюдается в зонах концентрации напряжений, где технология изготовления слабо влияет на прочность, но заметно влияет на трещиностойкость. При увеличении относительной зоны упрочнения K_y происходит рост величины HRc_{opt} , что объясняется положительным влиянием этого показателя на работоспособность зубчатой передачи. В условиях разрушения от поверхностных трещин величина HRc_{opt} увеличивается по сравнению с показателями, соответствующими краевым трещинам, что обусловлено ослаблением влияния механических свойств на форму диаграмм усталостного развития поверхностных трещин.

5. Заключительный этап оптимизации связан с косвенной оценкой параметров режима по анализу изломов.

Ремонтный вариант зубчатой передачи отрезного устройства стана 219 ДМЗ "Коминмет" изготавливается из стали 40X, для этой марки получены параметры моделей $\sigma_B(HRc)$, $\sigma_R(HRc)$, $K_{fc}(HRc)$ (таблица).

Таблица – Коэффициенты моделей механических свойств стали 40X

Марка стали	σ_{0B} [МПа]	σ_{0R}^{**} [МПа]	b_B	b_R^*	K_0^{**}	b_K^{**}	b_y^{**}
40X	-150	624 (316)	37.5	5.7 (0)	302 (190)	6,9 (4)	60 (34)

* – значение σ_{0R} для гладких образцов, в скобках для надрезанных образцов;

** – значение для краевой трещины, в скобках – значение для поверхностной трещины.

По данным моделям для стали 40X оптимальным значением можно считать $HRc=46$. Такая твёрдость может быть недостаточной для обеспечения контактной прочности. Тогда необходимо изменить свойства материала. Например, для стали 35ХГСА, оптимальное значение будет $HRc = 56$. Высокое значение HRc , для стали 35ХГСА, объясняется хорошей трещиностойкостью этой стали при наличии поверхностных трещин.

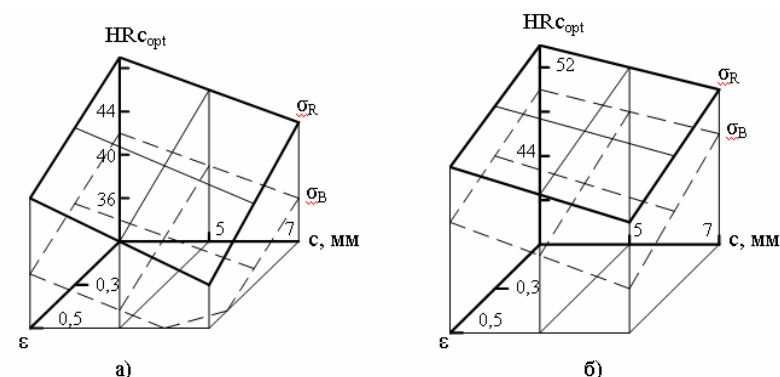


Рисунок. 3 – Поверхности моделей оптимальной твердости для стали 40X при краевой (а) и поверхностной трещинах (б) по статической (σ_B - -) и циклической (σ_R —) прочности

Выводы.

1. Предложена методика оптимизации механических свойств материалов зубчатых передач, испытывающих воздействие конкурирующих деградиационных процессов. Установлено, что к режиму термообработки наиболее чувствительна такая служебная характеристика, как вязкость разрушения.

2. Методика апробирована на зубчатых передачах отрезного устройства стана 219 ДМЗ "Коминмет". Для них установлены наиболее приемлемые режимы термообработки стали 40X.

3. Получены количественные зависимости показателей механических свойств от режимов термообработки.

4. Установлено, что позитивное влияние твёрдости и статической прочности на зарождение трещин (на предел выносливости) исчезает в условиях концентрации напряжений.

Список литературы: 1. Редукторы энергетических машин: Справ. пособие / под. ред. Ю. Державца. – Л.: Машиностроение, 1985. – 230с. 2.Тюрин С., Комиссаров В. Опыт обеспечения работоспо-

собности зубчатых колёс // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. 1-ї міжнародної науково-техн. конф. – Тернопіль, ТДТУ, 2004. – С.337–342. 3. Саврук М.П. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. Пособие в 4 т. Т.2: Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами / Саврук М.П. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 620с.

Поступила в редколлегию 04.05.09

УДК 621.833

В.Н. ВЛАСЕНКО, к.т.н., директор АОЗТ "НИИ "Редуктор", г. Киев
А.З. ВЫСОЦКИЙ, АОЗТ "НИИ "Редуктор", г. Киев

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ КОНИЧЕСКИХ И ГИПОИДНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Розрахунок геометрії конічних та гіпоїдних зубчастих передач.

Calculation of geometry data of bevel and hypoid gears.

Многие десятилетия информация о геометрии конических, а особенно гипоидных зубчатых передач, разрабатывалась и публиковалась различными производителями зубчатых механизмов. Известно, что специфические формулы для их соответствующей геометрии были разработаны для методов формообразования для конкретных станков и инструментов. Во многих случаях эти формулы не могут быть использованы для всех типов конических зубчатых передач. Эта ситуация изменилась с введением универсальных, многокоординатных станков с числовым программным управлением способных производить все виды зубчатого зацепления. Таким образом, производители требовали обеспечения программы для расчета геометрии конических зубчатых колес получаемых разными методами зубообработки.

В ТК-47 "Механические приводы" разработана окончательная редакция национального стандарта [1] идентичным переводом международного стандарта [2]. Этот стандарт объединяет конические передачи с прямыми зубьями и три главных метода формирования конструкции конических передач с криволинейными зубьями в один полный набор формул. Структура формул такая, что их можно программировать непосредственно, позволяя пользователю сравнивать разные конструкции.

Дополнительная цель этого стандарта является возможность в будущем создание системы ISO оценки показателей гипоидной зубчатой передачи.

Этот стандарт объединяет в себе области применения действующих межгосударственных стандартов [3, 4], а также нестандартизированной методики расчета геометрии гипоидных передач.

В стандарте [1] гипоидные передачи рассматриваются как наиболее общий вид зубчатой передачи. Оси зубчатых колес смещены и не пересекаются. Зубья криволинейные в продольном направлении. Все остальные виды зубчатых передач можно считать подгруппами гипоидных. Конические зубчатые передачи с криволинейными зубьями являются гипоидными с нулевым смещением между осями. Прямозубые конические передачи являются гипоидными передачами с нулевым смещением и нулевой кривизной зуба. Цилиндрические косозубые передачи являются гипоидными передачами с нулевым межосевым углом и нулевой кривизной зуба.

В стандарте [1] несколько отличается подход к форме зуба. В упомянутых межгосударственных стандартах применяются, а в межгосударственном стандарте [5] определены такие осевые формы зуба:

- I – пропорционально понижающаяся (высота ножки зуба прямо пропорциональна расстоянию от вершины),
- II – понижающаяся (делительная окружная толщина зуба приблизительно прямо пропорциональна расстоянию от вершины делительного конуса), в двух вариантах:
 - с приблизительно равной шириной "ленточки" на поверхности вершин и переменным радиальным зазором и
 - с постоянным радиальным зазором,
- III – равновысокая (высота зуба постоянна по всей его длине).

В новом стандарте [1] рассматриваются следующие взаимосвязанные основные типы конических форм:

- коническая форма высоты касается изменения высоты зуба вдоль зубчатого венца;
- коническая форма ширины дна впадины касается изменения в разводе резцов;
- коническая форма ширины впадины касается изменения ширины впадины вдоль зубчатого венца;
- коническая форма толщины зуба касается изменения толщины зуба вдоль зубчатого венца.

Конической формой первоочередного рассмотрения для производства является коническая форма ширины дна впадины. Ширина дна в самой узкой точке определяет развод резцов режущего инструмента и ограничивает радиус режущей кромки, который может иметь резец. Конической формой, непосредственно влияющей на заготовку, является коническая форма высоты из-за ее влияния на угол ножки зуба, используемый при расчете угла конуса вершин сопряженной детали. Коническая форма ширины дна впадины зависит от продольной кривизны и угла ножки зуба. Ее можно изменять изменением конической формы высоты, т.е. наклона линии дна. Линия дна вообще поворачивается вокруг средней части для поддержания желаемой рабочей высоты в среднем сечении зуба. В стандартной форме высоты зуба высота изменяется пропор-